

BEST AVAILABLE COPY
PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 56-046140

(43)Date of publication of application : 27.04.1981

(51)Int.Cl.

F16F 15/26

(21)Application number : 54-121777

(71)Applicant : KUBOTA LTD

(22)Date of filing : 20.09.1979

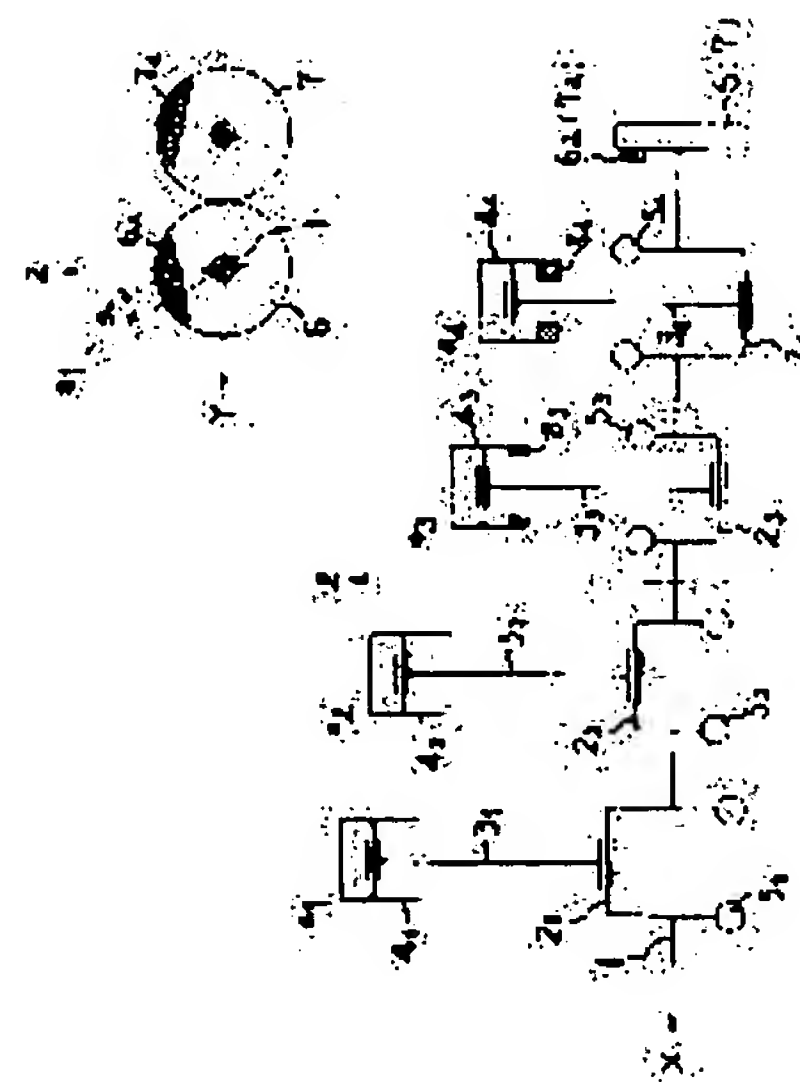
(72)Inventor : KUBOMOTO ISAMU

(54) BALANCER DEVICE FOR RECIPROCATING ENGINE

(57)Abstract:

PURPOSE: To provide means to eliminate the vibrations due to both the pitching and yawing moments in a balancing device for a 4-cylinder reciprocating engine by attaching a balancing gear to the shaft and adding or removing predetermined weights to or from the reciprocating engine.

CONSTITUTION: Four crank pins 21W24 are formed on a crank shaft 1 at 90° intervals with valance weights 51W54 attached to the respective pins 21W24 about 180° opposite of the pins. In such 4-cylinder 90° crank type engine, the balance weights 51W54 are set at about 100% balance. A balance gear 6 with an eccentric weight 6a attached thereto is fixed to one end of the crank shaft 1, said gear 6 being engaged to a balance gear 7 with an eccentric weight 7a similarly attached thereto. Predetermined weight 83 and 84 are attached to the third and the fourth pistons 43 and 44, the weights thereof generating couples of force which cancel out the pitching and yawing moments due to the pistons.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

BEST AVAILABLE COPY

⑬ 日本国特許庁 (JP)

⑩ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報 (A)

昭56-46140

⑪ Int. Cl.³
F 16 F 15/26

識別記号

庁内整理番号
6747-3 J

⑭ 公開 昭和56年(1981)4月27日

発明の数 1
審査請求 未請求

(全 4 頁)

⑮ 往復機関のバランス装置

株式会社堺製造所内

⑯ 出 願 人 久保田鉄工株式会社

大阪市浪速区船出町2丁目22番
地

⑰ 特 願 昭54-121777

⑱ 出 願 昭54(1979)9月20日

⑲ 発 明 者 久保元男

⑳ 代 理 人 弁理士 谷昇

堺市石津北町64番地久保田鉄工

明 細 書

1. 発明の名称

往復機関のバランス装置

2. 特許請求の範囲

(1) 90° 毎にクランクピンが配置される直列四シリンダ機関において、クランク軸のバランスウエイトを略100%バランスに設定すると共に、所定シリンダにおける往復部分について所定の質量を付加又は削減し、且つクランク軸に該質量に対応する偏心質量を有する一対のバランスギアを具備し、これらの質量により各シリンダの往復部分によるビツチングモーメントと相殺する力を生じさせるようにした往復機関のバランス装置。

3. 発明の詳細な説明

本発明は四シリンダ90° クランク型往復機関のバランス装置に關し、ビツチングモーメント及びシーイングモーメントに基づく二方向の振動を同時に除去するものである。

ところで、内燃機関のクランク軸等においては、

バランスウエイトを具備することにより振動を低減ないし除去することが行われるが、このバランスウエイトによるバランシングを90° 毎にクランクピンが配置される四シリンダ90° クランク型機関について解析すると、先づ第1図のように座標軸X、Y、Zを取り、且つ各シリンダにおけるクランクの位相を第2図のように定めると共に、各シリンダの回転部分(クランクピン、クランクアーム等)の質量を m_0 、往復部分(ピストン、ピストンピン等)の質量を m_1 、バランスウエイトの質量を m_2 とし、更にクランク半径を r 、バランスウエイトの有効半径を r_0 、クランク軸の角速度を ω 、シリンダ間の距離を l_0 とすれば、

(1) 回転部分によるY軸回りのモーメント M_{0y} は、各シリンダの回転部分に作用する力のZ方向成分が第2図により

第1シリンダ： $m_0 r \omega^2 \cos \theta$ 第2シリンダ： $m_0 r \omega^2 \cos(\theta + 270^\circ)$ 第3シリンダ： $m_0 r \omega^2 \cos(\theta + 90^\circ)$ 第4シリンダ： $m_0 r \omega^2 \cos(\theta + 180^\circ)$

(1)

(2)

BEST AVAILABLE COPY

であるから、

$$\begin{aligned} M_{0y} &= m_0 r \omega^2 \cos \theta \times \frac{3}{2} L_0 + \\ &\quad m_0 r \omega^2 \cos (\theta + 270^\circ) \times \frac{1}{2} L_0 \\ &\quad - m_0 r \omega^2 \cos (\theta + 90^\circ) \times \frac{1}{2} L_0 \\ &\quad - m_0 r \omega^2 \cos (\theta + 180^\circ) \times \frac{3}{2} L_0 \\ &= m_0 r \omega^2 L_0 (3 \cos \theta + \sin \theta) \\ &= \sqrt{10} m_0 r \omega^2 L_0 \sin (\theta - \theta_0) \end{aligned} \quad (1)$$

となる。ここで、 $\tan \theta_0 = \frac{1}{3}$ で、 $\theta_0 = 18^\circ 26'$ である。同様に、回転部分による回転のモーメント M_{0x} は、

$$\begin{aligned} M_{0x} &= m_0 r \omega^2 \sin \theta \times \frac{3}{2} L_0 + \\ &\quad m_0 r \omega^2 \sin (\theta + 270^\circ) \times \frac{1}{2} L_0 \\ &\quad - m_0 r \omega^2 \sin (\theta + 90^\circ) \times \frac{1}{2} L_0 \\ &\quad - m_0 r \omega^2 \sin (\theta + 180^\circ) \times \frac{3}{2} L_0 \\ &= m_0 r \omega^2 L_0 (3 \sin \theta - \cos \theta) \\ &= \sqrt{10} m_0 r \omega^2 L_0 \sin (\theta - \theta_0) \end{aligned} \quad (2)$$

となる。

(ii) 次に、往復部分による Y、Z 軸回りのモーメント M_{1y} 、 M_{1z} は、(i) と同様の計算により

$$M_{1y} = \sqrt{10} m_1 r \omega^2 L_0 \sin (\theta - \theta_0) \quad (3)$$

となる。この両式より、バランスウェイトの設計に際し、 $m_1 r_1 = m_0 r + m_2 r$ とすれば $M_1 = 0$ (この状態を 200% バランスという) となつてピッチングモーメントを除去することができ、また $m_1 r_1 = m_0 r$ とすれば $M_2 = 0$ (この状態を 100% バランスという) となつてヨーイングモーメントを除去することができるが、両者を同時に除去することは不可能であることが判明するのである。

そこで従来においては、100% バランスと 200% バランスの中間における繰回の設計条件等にも適した状態となるようにバランスウェイトを設計していたのであるが、その場合両モーメントによる振動が共に残ることになるものであり、また、180° クランクの場合にはバランス船により両モーメントを除去することが提案されているが、これは装置が極めて複雑で、大幅なコストアップを来すと共に、90° クランクの場合に適用できない欠点がある。

本発明はこのような実情に鑑みてなされたもので、四シリンダ 90° クランク型機関において、

(5)

特開 56-46140 (2)

また、この場合、往復部分によつては 2 軸回りのモーメントは生じないから

$$M_{1x} = 0 \quad (4)$$

である。

尚更に、バランスウェイトによるモーメント M_{2y} 、 M_{2z} は、(i) における質量 m_0 が m_2 に代り、半径 r が r_2 に代り、且つ各シリンダにおいて質量 m_0 と m_2 の間に 180° の位相差があるから、結局

$$M_{2y} = -\sqrt{10} m_2 r_2 \omega^2 L_0 \sin (\theta - \theta_0) \quad (5)$$

$$M_{2z} = -\sqrt{10} m_2 r_2 \omega^2 L_0 \sin (\theta - \theta_0) \quad (6)$$

となる。

然して、これら各部分によるモーメントの総和が機関全体としてのピッチングモーメント及びヨーイングモーメントとなるのであるが、これを M_1 、 M_2 とすると、(1)、(3)、(5) 式より

$$\begin{aligned} M_1 &= M_{0y} + M_{1y} + M_{2y} \\ &= \sqrt{10} L_0 \omega^2 \sin (\theta - \theta_0) (m_0 r + m_1 r - m_2 r_2) \end{aligned} \quad (7)$$

また、(2)、(4)、(6) 式より

$$\begin{aligned} M_2 &= M_{0x} + M_{1x} + M_{2x} \\ &= \sqrt{10} L_0 \omega^2 \sin (\theta - \theta_0) (m_0 r - m_2 r_2) \end{aligned} \quad (8)$$

(4)

バランスウェイトをヨーイングモーメントが除去される 100% バランスに設定する一方、所定のシリンダの往復部分について所定質量を加減又は削減すると共に、急激な対応する減速質量を有するバランスギアをクランク軸に接続することにより、往復部分によるピッチングモーメントと相殺する偶力を生じさせ、これにより比較的簡単な構成でピッチング及びヨーイングの両モーメントを同時に除去し、これらに基づく振動を防止するようにしたものである。

以下これを図に示す実施例により説明すると、第 2 図において 1 はクランク軸、2₁、2₂、2₃、2₄ は第 2 図に示す位相関係を有する四本のクランクピンで、各ピンには夫々コンロッド 3₁、3₂、3₃、3₄ を介してピストン 4₁、4₂、4₃、4₄ が連結され、且つ上記各ピンの 180° 反対側にはバランスウェイト 5₁、5₂、5₃、5₄ が夫々装着されている。6 はクランク軸の一端に固着されたバランスギア、7 は第 4 図に示すようにこれと対をなす他のバランスギアで、両ギアの対応位置には偏芯ウェイト

(6)

BEST AVAILABLE COPY

特開昭56-46140(3)

6a, 7a が設けられており、また 8a, 8b は第 3 及第 4 シリンダにおけるピストン 4a, 4b にそれぞれ付加されたウエイトである。ここで、第 3 シリンダのピストン 4a に付加されたウエイト 8a の質量を Δm_1 とすると、第 4 シリンダのピストン 4b に付加されたウエイト 8b の質量は $3\Delta m_1$ とされ、従つて両ウエイトに作用する力 F_1, F_2 は $F_1 = \Delta m_1 \times r \omega^2, F_2 = 3\Delta m_1 r \omega^2$ となり、その合力 F は第 6 図に示すベクトルの合成により $F = \sqrt{10} \Delta m_1 r \omega^2$ で、位相は $\theta + 180^\circ - \theta_0$ とする。一方、バランスギア 6, 7 における偏芯ウエイト 6a, 7a の質量を m_0 、その有効半径を r_0 とすると、該ウエイトに作用する力 $F' = 2m_0 r_0 \omega^2$ が上記合力 F と釣り合うように、 m_0, r_0 が

$$2m_0 r_0 = \sqrt{10} \Delta m_1 r \quad (9)$$

を満足するように定められている。

然してこの大きさが等しく、向きが反対の力 F, F' の 2 方向成分により偏力が生じるのであるが、そのモーメントは Y 軸回りに作用し、これを ΔM_y とすれば、力 F, F' の作用点間の距離を l とし、

(7)

$$\begin{aligned} \Delta M_y &= \sqrt{10} \Delta m_1 r \omega^2 \cos(\theta + 180^\circ - \theta_0) \times l \\ &= -\sqrt{10} \Delta m_1 r \omega^2 \cos(\theta - \theta_0) \times l \end{aligned} \quad (10)$$

となり、このモーメントが前述のピッチングモーメント M_y に付加されることとなるのである。従つて機関全体としてのピッチングモーメントは (7), (10) 式より

$$\begin{aligned} M_y &= M_{0y} + M_{1y} + M_{2y} + \Delta M_y \\ &= \sqrt{10} \omega^2 \cos(\theta - \theta_0) \times \\ &\quad \{ (m_0 r - m_1 r_0) L_0 + (m_1 L_0 - \Delta m_1 L) r \} \quad (7') \end{aligned}$$

となり、またヨーイングモーメントは変化がなく

$$M_z = \sqrt{10} L_0 \omega^2 \sin(\theta - \theta_0) (m_0 r - m_1 r_0) \quad (8)$$

である。

従つて、バランスウエイト 6a, 7a を設計すれば、 $m_1 r_0 = m_0 r$ 、即ち 100% バランスとすると共に、ピストンに付加するウエイト 8a, 8b の質量 $\Delta m_1, 3\Delta m_1$ が $\Delta m_1 L = m_1 L_0$ を満足させて、 ΔM_y により位相成分によるピッチングモーメント M_{1y} を打ち消すように設定し、且つ (9) 式を満足するバランスギア 6, 7 を設ければ、(7'), (8) 式より $M_y = M_z = 0$ となつてピッチングモーメント及びヨー

(8)

イングモーメントが同時に除去されることとなるのである。

尚、上記のように第 3 シリンダのピストン 4a に質量 Δm_1 のウエイト 8a を付加し、且つ第 4 シリンダのピストン 4b に質量 $3\Delta m_1$ のウエイト 8b を付加することに加え、第 1 シリンダのピストン 4c から質量 $2\Delta m_1$ を削減し、且つ第 2 シリンダのピストン 4d から質量 Δm_1 を削減する等としてもよく、要するに第 6 図に示す力 F が生じるように質量を付加又は削減すればよいのであり、その場合に該力の作用点がバランスギアから離れる程、付加又は削減する質量が小さくて済むのである。また、バランスギア 6, 7 においてもウエイト 6a, 7a を付加する代りに、 180° 反対方向の質量を削減しても同じである。更に上記ピストンにおける質量の付加又は削減は、ピストン以外の従動部分であるピストンピン、コンロッド小頭部等において行つてもよく、また機関に減速機等が設けられる場合は、減速機等の内部にバランスギアを設けしてもよい。

(9)

以上のように本発明のバランス装置によれば、四シリンダ 90° クランク型機関においてクランク軸のバランスウエイトによるバランスを 100% バランスに設定すると共に、所定のシリンダにおけるピストン等の従動部分に所定の質量を付加又は削減し、且つクランク軸に反対のバランスギアを設けするだけの簡単な構成で、ピッチングモーメント及びヨーイングモーメントに基づく二方向の振動が同時に除去されることになり、これにより大幅なコストアップ等を免れることなく、振動、騒音等の少ない静粛な機関が実現せしめられる効果を奏するのである。尚、本発明は内燃機関に限らず、空気圧縮機等にも適用し得ることは明かである。

4. 図面の簡単な説明

第 1 図は本発明の機関に用いる図様軸の説明図、第 2 図は同じく位相関係の説明図、第 3 図は本発明一実施例の概略正面図、第 4 図は第 3 図におけるバランスギアの側面図、第 5 図は本発明における何方の説明図である。

1 はクランク軸、4a, 4b はピストン、6a, 7a

(10)

BEST AVAILABLE COPY

特開2005-48140(4)

はバランスウェイト、6、7はバランスギア、
6a、7aは平衡ウェイト、8、8aはピスト
ンに付設したウェイト

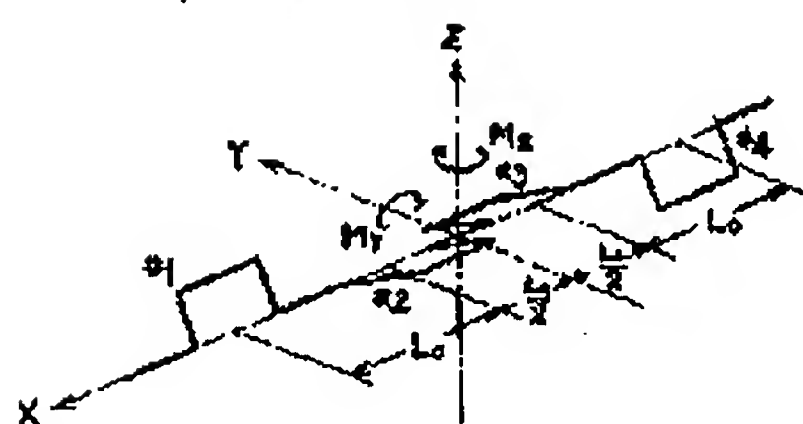
出願人 久保田鉄工株式会社

代理人 谷

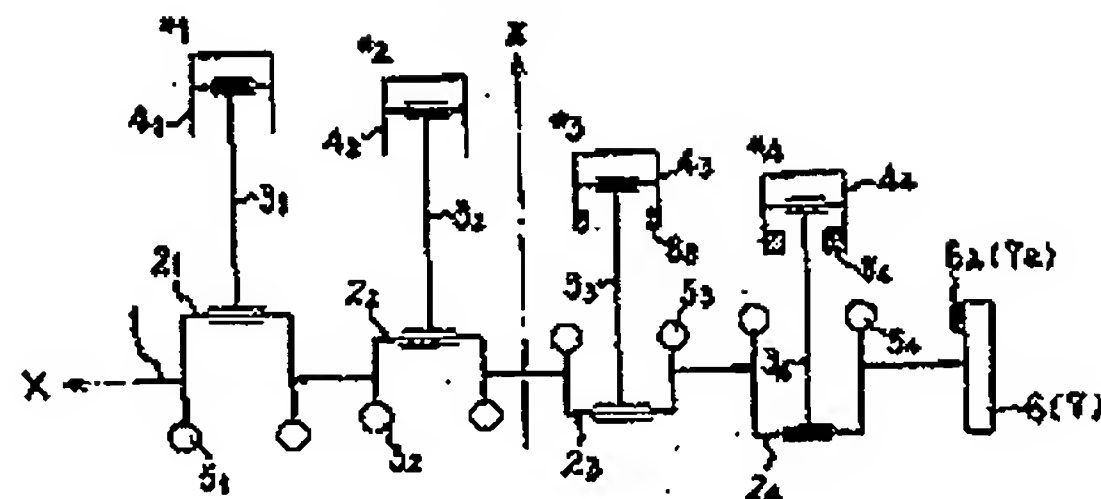
昇

(11)

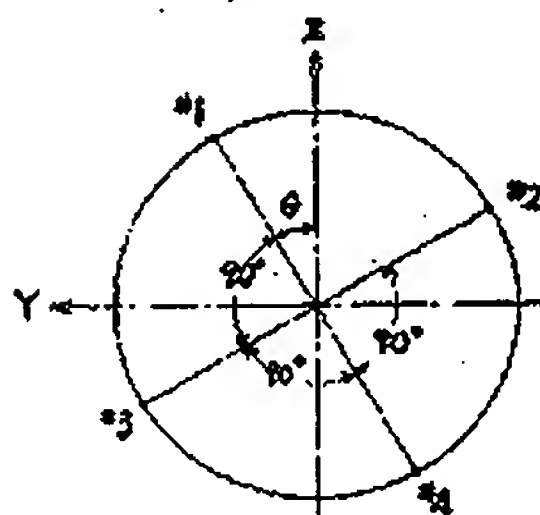
第1図



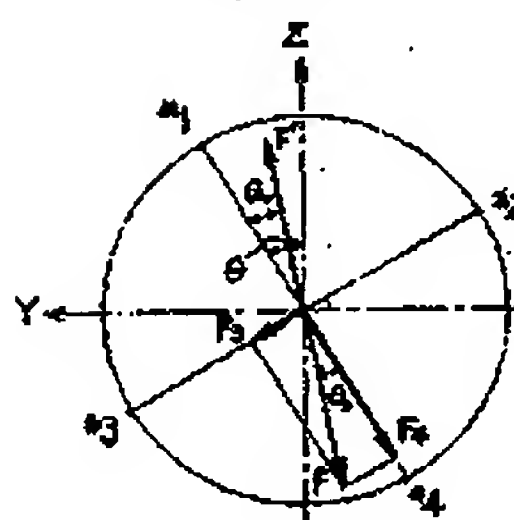
第3図



第2図



第5図



第4図

